

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局



(43) 国際公開日
2003 年 11 月 27 日 (27.11.2003)

PCT

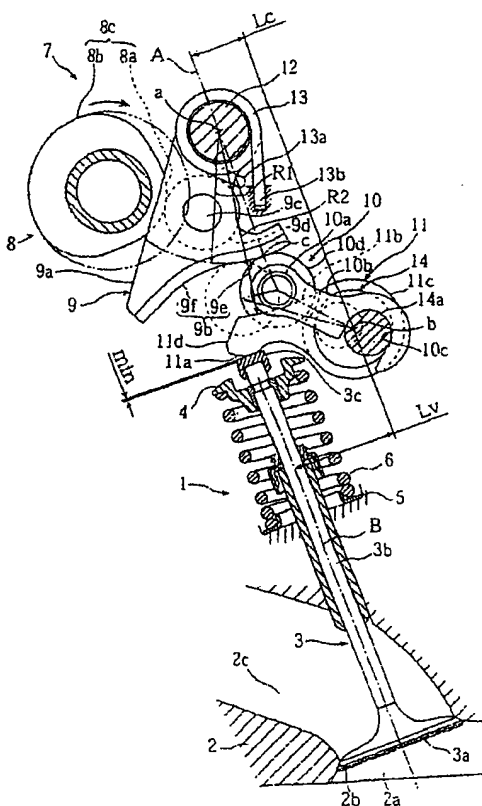
(10) 国際公開番号
WO 03/098012 A1

- (51) 国際特許分類⁷: F01L 13/00 (71) 出願人 および
(21) 国際出願番号: PCT/JP03/06202 (72) 発明者: 畑村 耕一 (HATAMURA, Koichi) [JP/JP]; 〒732-0813 広島県 広島市南区段原山崎町 20-16 Hiroshima (JP).
(22) 国際出願日: 2003 年 5 月 19 日 (19.05.2003) (72) 発明者; および
(25) 国際出願の言語: 日本語 (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 藤田 秀夫 (FUJITA, Hideo) [JP/JP]; 〒438-8501 静岡県 磐田市 新貝 2500 番地 ヤマハ発動機株式会社内 Shizuoka (JP).
(26) 国際公開の言語: 日本語
(30) 優先権データ: 特願2002-143037 2002 年 5 月 17 日 (17.05.2002) JP (74) 代理人: 下市 努 (SHIMOICHI, Tsutomu); 〒550-0004 大阪府 大阪市西区靱本町 一丁目19番23-715号 Osaka (JP).
(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): ヤマハ発動機株式会社 (YAMAHA HATSUDOKI KABUSHIKI KAISHA) [JP/JP]; 〒438-8501 静岡県 磐田市 新貝 2500 番地 Shizuoka (JP). (81) 指定国 (国内): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU,

[続葉有]

(54) Title: ENGINE VALVE DRIVER

(54) 発明の名称: エンジンの動弁装置



(57) Abstract: An intermediate rocker member (10) is disposed between the rocker cam surface (9b) of a rocker member (9) and the rocker pressing surface (11b) of a rocker arm (11), and moving an abutment point (c, c') makes it possible to continuously adjust the valve opening period and the amount of lift, the rocker lever ratio (L_v/L_c) for a shorter valve opening period being set so that it is larger than the rocker lever ratio for a longer valve opening period.

(57) 要約: 揺動部材 9 の揺動カム面 9 b と上記ロッカアーム 11 のロッカ押圧面 11 b との間に中間ロッカ部材 10 を配設し、当接点 c、c' を移動させることにより上記バルブの開期間及びリフト量を連続的に調整可能とし、バルブ開期間が小時のロッカレバー比 (L_v/L_c) をバルブ開期間が大の時のロッカレバー比より大きく設定した。

WO 03/098012 A1



ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS,
LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NI,
NO, NZ, OM, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK,
SL, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN,
YU, ZA, ZM, ZW.

GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR),
OAPI 特許 (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW,
ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告書

(84) 指定国 (広域): ARIPO 特許 (GH, GM, KE, LS, MW, MZ,
SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア特許 (AM,
AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ特許
(AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB,

2 文字コード及び他の略語については、定期発行される
各 PCT ガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語
のガイダンスノート」を参照。

明 細 書

エンジンの動弁装置

技術分野

本発明は、バルブの開期間及びリフト量を連続的に制御可能としたエンジンの動弁装置に関する。

背景技術

バルブの開期間及びリフト量を連続的に制御可能としたエンジンの動弁装置が実用化されている。この種の動弁装置として、従来例えば特公表昭59-500002号に記載されているものがある。これはカム軸によりロッカアームを介して吸気バルブ、排気バルブを開閉駆動するように構成する場合に、上記カム軸で揺動駆動される揺動部材を配設し、該揺動部材の揺動カム面とロッカアームとの間に中間ローラを介在させ、該中間ローラ的位置を変化させることにより、バルブの開期間及びリフト量を連続的に変化させるようになっている。

ところで上記従来の動弁装置では、バルブの開期間が小さいほどロッカアームのレバー比が小さく、逆にバルブの開期間が大きいほどレバー比が大きくなっている。このようにバルブの大開期間時のレバー比が大きいので、ロッカアームの先端でバルブを押圧するとともに、ロッカアームの中方部分を中間ローラで押圧することとなり、結果的にバルブ開閉装置全体の剛性が確保しにくく、特に高速回転時のバルブの開期間、リフト量の制御精度が低下し易い。また小開期間時のレバー比が小さいので小開期間時のリフト量が確保しにくく、ポンピングロスの低減、燃焼性の改善といった点で不利であり、またバルブの開閉タイミングの制御性が悪化し易い。

本発明は、上記従来の問題点に鑑みてなされたものであり、バルブ開閉装置全

体の剛性を確保し易く、制御精度を確保でき、また小開期間時のリフト量を確保し易く、ポンピングロスの低減、燃焼性の改善が可能であり、さらにバルブの開閉タイミングの制御性を確保できるエンジンの動弁装置を提供することを課題としている。

発明の開示

請求項 1 の発明は、揺動自在に配置されたロッカアームを揺動させることにより燃焼室のバルブ開口を開閉するバルブを開閉駆動するようにしたエンジンの動弁装置において、揺動可能に配置され駆動手段により揺動駆動される揺動部材を配設し、該揺動部材に上記ロッカアームを揺動させる揺動カム面を形成し、駆動力伝達経路中の上流側部材からの駆動力入力点に相当する当接点を移動手段で移動させることにより上記バルブの開期間及びリフト量を連続的に調整可能とし、上記移動手段の可動部分のレバー長と上記ロッカアームのレバー長との比をレバー比とすると、上記バルブの開期間が小の時のレバー比をバルブ開期間が大の時のレバー比より大きく設定したことを特徴としている。

請求項 2 の発明は、請求項 1 において、上記移動手段は、上記揺動部材に形成された揺動カム面と上記ロッカアームに形成されたロッカ押圧面との間に上記揺動カム面の動作をロッカ押圧面に伝達する中間ロッカ部材を配設し、該中間ロッカ部材を移動させることにより該中間ロッカ部材と上記揺動カム面及びロッカ押圧面との当接点を移動させるように構成されており、上記揺動部材の上記揺動カム面と上記中間ロッカ部材との当接点と上記揺動部材の揺動中心とを結ぶ直線から上記ロッカアームの揺動中心までの距離を L_c 、バルブ軸線から上記ロッカアームの揺動中心までの距離を L_v とするとき、バルブ開期間が小の時のロッカレバー比 (L_v/L_c) をバルブ開期間が大の時のロッカレバー比より大きく設定したことを特徴としている。

請求項 3 の発明は、請求項 2 において、上記中間ロッカ部材は、中間アーム部

の先端部に中間ロッカピンを介して中間ロッカローラを配設してなり、該中間ロッカローラが上記揺動カム面により押圧され、上記中間ロッカピンが直接又は上記中間アーム部を介して上記ロッカ押圧面を押圧し、上記ロッカアームはロッカ軸により揺動自在に支持されており、上記駆動手段は、上記揺動部材を挟んで上記ロッカアームのロッカ軸と反対側に配置されたカム軸であり、上記揺動カム面は揺動部材の揺動角度が変化してもバルブリフト量を変化させないベース円部と揺動角度の増加にともなってバルブリフト量を増加させるリフト部とを連続的に形成してなり、上記揺動部材はベース円部が上記ロッカ軸側に位置するように配置されており、上記中間ロッカローラ及び中間ロッカピンを、ロッカ軸側に移動させるほど上記ロッカレバー比が大きくなり、反ロッカ軸側に移動させるほど上記ロッカレバー比が小さくなることを特徴としている。

請求項4の発明は、請求項3において、上記移動手段は、上記ロッカ軸の途中に該ロッカ軸から偏心した偏心ピン部を形成し、該偏心ピン部に上記中間アーム部の基端部を揺動可能に連結し、上記ロッカ軸を回動させることにより上記中間ロッカローラ及び中間ロッカピンをロッカ軸側に、又は反ロッカ軸側に移動させるように構成されていることを特徴としている。

請求項5の発明は、請求項3又は4において、上記カム軸が、駆動軸に円盤状のカムプレート偏心させて一体化してなるクランク軸タイプのものであり、上記カムプレートにコンロッドの基端部が回動自在に連結され、該コンロッドの先端部が上記揺動部材に回動自在に連結されていることを特徴としている。

請求項6の発明は、請求項1において、上記駆動手段はクランク軸により回転駆動されるカム軸であり、上記移動手段は、上記揺動部材に上記カム軸により駆動されるカム軸当接部を形成し、該カム軸当接部の上記揺動部材の揺動軸からの相対距離を変化させる当接部可変機構を配設した構成となっており、上記カム軸当接部の相対距離を変化させることにより上記バルブの開期間及びリフト量を連続的に調整可能となっており、上記揺動部材の揺動軸から上記カム軸当接部まで

の相対距離を $L_{c'}$ とし、上記バルブ軸線から上記ロッカアームの揺動中心までの距離を L_v とすると、バルブ開期間が小の時の揺動部材レバー比($L_v/L_{c'}$)をバルブ開期間が大の時の揺動部材レバー比より大きく設定したことを特徴としている。

請求項7の発明は、請求項6において、上記当接部可変機構は、上記揺動部材の揺動軸に対して中心軸の位置が変化するように移動可能に設けられた駆動軸と、一方の先端部が上記カム軸当接部に連結され、他方の先端部が上記駆動軸に連結されたアーム部とを有し、上記駆動軸を移動させることにより上記アームを介して上記カム軸当接部を移動させ、該カム軸当接部と上記揺動部材の揺動軸との相対距離を可変とすることを特徴としている。

請求項8の発明は、請求項7において、上記駆動軸の中心軸は上記揺動部材の揺動軸に対して偏心した位置に設けられ、上記揺動軸が所定角度回転することにより上記アームを介して上記カム軸当接部の位置が移動し、もって上記相対距離を可変とすることを特徴としている。

請求項9の発明は、請求項6ないし8の何れかにおいて、上記揺動部材は、上記カム軸当接部を所定位置に案内する案内部を有し、該案内部の案内方向が上記カム軸の半径方向に対して傾斜していることを特徴としている。

請求項10の発明は、請求項6ないし9の何れかにおいて、上記カム軸当接部は、上記揺動部材の揺動軸に平行なローラ軸に支持され、上記カム軸に転接するローラであることを特徴としている。

請求項11の発明は、請求項1において、上記駆動手段はクランク軸により回転駆動されるカム軸であり、上記ロッカアームは上記揺動部材を兼用しており、上記移動手段は上記カム軸により駆動されるカム軸当接部の上記ロッカアームの揺動中心からの相対距離を変化させる当接部可変機構からなり、上記カム軸当接部の相対距離を変化させることにより上記バルブの開期間及びリフト量を連続的に調整可能とし、上記揺動中心から上記カム軸当接部までの相対距離を $L_{c'}$

とし、上記バルブ軸線から上記ロッカアームの揺動中心までの距離を L_v とするとき、バルブ開期間が小の時のロッカレバー比(L_v/L_c')をバルブ開期間が大の時のロッカレバー比より大きく設定したことを特徴としている。

請求項12の発明は、請求項11において、上記当接部可変機構は、上記ロッカアームの揺動中心に対して中心軸の位置が変化するように移動可能に設けられた駆動軸と、一方の先端部が上記カム軸当接部に連結され、他方の先端部が上記駆動軸に連結されたアーム部とを有し、上記駆動軸を移動させることにより上記アーム部を介して上記カム軸当接部を移動させ、該当接部と上記ロッカアームの揺動中心との相対距離を可変とすることを特徴としている。

請求項13の発明は、請求項12において、上記駆動軸の中心軸は上記ロッカアームの揺動中心に対して偏心した位置に設けられ、上記揺動軸が所定角度回転することにより上記アームを介して上記カム軸当接部の位置が移動し、もって上記相対距離を可変とすることを特徴としている。

請求項14の発明は、請求項11ないし13の何れかにおいて、上記カム軸当接部は、上記ロッカアームの揺動中心に平行なローラ軸に支持され、上記カム軸に転接するローラであることを特徴としている。

図面の簡単な説明

図1は、本発明の第1実施形態によるエンジンの動弁装置の断面側面図である。

図2は、上記第1実施形態装置の断面側面図である。

図3は、上記第1実施形態装置の正面斜視図である。

図4は、上記第1実施形態装置の正面図である。

図5は、上記第1実施形態装置のカム角ーリフト特性図である。

図6は、本発明の第2実施形態装置の断面側面図である。

図7は、上記第2実施形態装置の断面側面図である。

図 8 は、本発明の第 3 実施形態装置の斜視図である。

図 9 は、上記第 3 実施形態装置の正面図である。

図 10 は、本発明の第 4 実施形態装置の断面側面図である。

図 11 は、本発明の第 5 実施形態装置の断面側面図である。

図 12 は、本発明の第 5 実施形態装置の断面側面図である。

図 13 は、本発明の第 6 実施形態装置の断面側面図である。

図 14 は、本発明の第 6 実施形態装置の断面側面図である。

発明を実施するための最良の形態

以下、本発明の実施の形態を添付図面に基づいて説明する。

図 1～図 5 は本発明の第 1 実施形態を説明するための図であり、図 1、図 2 は本実施形態によるエンジンの動弁装置の吸気バルブ側の小開度状態、大開度状態それぞれ示す断面側面図、図 3、図 4 はその正面斜視図、側面図、図 5 は動作を説明するためのカム角ーリフト特性図である。

図 1 において、1 は燃焼室に開口するバルブ開口を開閉する弁装置であり、以下の構造を有している。なお、本実施形態では吸気バルブ側部分のみが図示されている。シリンダヘッド 2 にエンジンの燃焼室の天壁側部分を構成するように凹設された燃焼凹部 2 a には左右の吸気バルブ開口 2 b が形成されており、該各吸気バルブ開口 2 b は吸気ポート 2 c により合流されつつエンジン壁の外部接続開口に導出されている。そして上記各吸気バルブ開口 2 b は吸気バルブ 3 のバルブヘッド 3 a により開閉されるようになっている。この吸気バルブ 3 は、このバルブ軸 3 b の上端部に軸方向移動不能に装着されたリテーナ 4 とシリンダヘッド 2 の座面に載置されたばね座 5 との間に介在された弁ばね 6 により閉方向に常時付勢されている。

上記吸気バルブ 3 の上方には動弁装置 7 が配設されており、該動弁装置 7 は、揺動部材駆動手段として機能する吸気カム軸 8 により揺動部材 9 を揺動させ、該

揺動部材 9 により中間ロッカ 10 を介してロッカアーム 11 を揺動させ、該ロッカアーム 11 の揺動により吸気バルブ 3 を軸方向に進退させ、もって上記吸気バルブ開口 2 b を開閉するように構成されている。

上記吸気カム軸 8 はクランク軸（図示せず）と平行に配置され、シリンダヘッド 2 に形成されたカムジャーナル部及び該ジャーナル部の上合面に装着されたカムキャップにより回転自在に、かつ軸直角方向及び軸方向に移動不能に支持されている。また上記吸気カム軸 8 には、一定の外径を有するベース円部 8 a と、所定のカムプロファイルを有するリフト部 8 b とからなる左右の吸気バルブに共通の 1 つのカムノーズ 8 c が形成されている。

上記揺動部材 9 は、上記吸気カム軸 8 と平行にかつ軸直角方向及び軸方向に移動不能に配置された揺動軸 12 により揺動自在に支持された一对の揺動アーム部 9 a、9 a と、該揺動アーム部 9 a の先端部（下端部）同士を連結するように形成された揺動カム面 9 b と、上記揺動アーム部 9 a、9 a の途中に揺動軸 12 と平行に、かつ左右揺動アーム部 9 a、9 a を貫通するように配置されたローラ軸 9 c と、該ローラ軸 9 c により回転自在に支持された揺動ローラ 9 d とを備えている。この揺動ローラ 9 d は上記カムノーズ 8 c に常時転接している。

また上記揺動アーム部 9 a の基部（上端部）には上記揺動軸 12 が揺動自在に貫通している。またこの揺動軸 12 にはコイルスプリングからなる左右一对のバランスばね 13 が装着されている。このバランスばね 13 の一端 13 a は上記揺動アーム部 9 a の揺動軸 12 とローラ軸 9 c との間の反カム軸側縁に係止し、他端 13 b はシリンダヘッド 2 に係止されている。このバランスばね 13 は揺動部材 9 をこれらの揺動ローラ 9 d が吸気カム軸 8 のカムノーズ 8 c に当接するように付勢し、これにより揺動部材 9 の重量が弁ばね 6 に作用するのを回避している。

上記揺動カム面 9 b は、ベース円部 9 e とリフト部 9 f とを連続面をなす湾曲状に形成した大略板状のものである。上記揺動部材 9 はベース円部 9 e がロッカ

軸 1 4 側寄りに、リフト部 9 f が反ロック軸 1 4 側寄りに位置するように配設されている。上記ベース円部 9 e は揺動軸 1 2 の軸芯を揺動中心 a とする半径 R1 の円弧状をなしており、そのためベース円部 9 e が揺動ローラ 9 d に転接している期間においては揺動部材 9 の揺動角度が増加しても吸気弁 3 は全閉位置にありリフトされない。

一方、上記リフト部 9 f は、吸気カム軸 8 のリフト部 8 b の頂部に近い部分が揺動ローラ 9 d を押圧するほど、つまり揺動部材 9 の揺動角度が大きくなるほど吸気弁 3 を大きくリフトさせる。このリフト部 9 f は、本実施形態では、速度一定のランプ区間と、速度が変化する加速区間と、略一定速度のリフト区間とから構成されている。

上記ロックアーム 1 1 は、円筒状の基部 1 1 c から左右のアーム部 1 1 d を前方（吸気バルブ側）に延びるように一体形成したものであり、上記基部 1 1 c が吸気カム軸 8 と平行にかつ気筒軸線側に配置されたロック軸 1 4 により揺動自在に支持されている。上記各アーム部 1 1 d の先端下部にはバルブ押圧面 1 1 a が上記吸気弁 3 の弁軸 3 b の上端に装着されたシム 3 c を押圧するように形成されている。また上記各アーム部 1 1 d の上縁には上記中間ロック 1 0 のロックピン 1 0 a で押圧されるロック押圧面 1 1 b が形成されている。このロック押圧面 1 1 b はバルブ全閉状態でカム軸方向に見た時、上記揺動部材 9 の揺動中心 a を中心とする半径 R2 の円弧をなすように形成されている。

また上記ロック軸 1 4 は図示しない駆動機構によりその回転角度位置を自由に制御可能に構成されている。そしてこのロック軸 1 4 の途中には偏心ピン部 1 4 a が他の部分より小径にかつロック軸 1 4 の軸芯 b から半径方向外方に偏心させて形成されている。この偏心ピン部 1 4 a に上記中間ロック 1 0 の中間アーム部 1 0 b の基端部に形成された係止凹部 1 0 c が回転自在に係止されている。

上記中間ロック 1 0 は左右一対の中間アーム部 1 0 b の先端部同士をカム軸方向に延びるロックピン 1 0 a で連結固定し、該ロックピン 1 0 a によりロックロ

ーラ 10 d を回転自在に支持した概略構造を有している。なお、上記中間アーム部 10 b の先端部同士をロッカピン 10 a を係合させて連結してもよい。上記ロッカローラ 10 d は上記揺動部材 9 の揺動カム面 9 b の下面に転接しており、またロッカピン 10 a はロッカアーム 11 のロッカ押圧面 11 b の上面に摺接している。

このようにして上記駆動機構によりロッカ軸 14 の回転角度位置を変化させることにより中間ロッカ 10 の中間ロッカローラ 10 d、中間ロッカピン 10 a の位置を上記揺動カム面 9 b、ロッカ押圧面 11 b に沿って移動させる移動手段が構成されている。

ここで上記揺動部材 9 の揺動中心 a と、上記揺動カム面 9 b と中間ロッカローラ 10 d との接点 c とを結ぶ直線 A から上記ロッカアーム 11 の揺動中心 b までの距離を L_c 、バルブ軸線 B から上記ロッカアーム 11 の揺動中心 b までの距離を L_v とするとき、ロッカレバー比は L_v / L_c となる。そしてこのレバー比はバルブ開期間が小ほど大きくなる。

上記駆動機構によりロッカ軸 14 の回転角度位置を変化させることにより中間ロッカ 10 の中間ロッカローラ 10 d、中間ロッカピン 10 a の位置が上記揺動カム面 9 b、ロッカ押圧面 11 b に沿って移動し、これによりバルブの開角度及びリフト量が連続的に変化する。なお、上記駆動機構は、例えばアクセルペダルの開度に応じて、該開度が大きくなるほどバルブの開角度及びリフト量が大きくなるように上記ロッカ軸 14 の回転角度位置を制御する。

具体的には、例えば図 1 に示すバルブ開期間が最小でかつ最大リフト量が最小の小開度状態では、ロッカ軸 14 は偏心ピン部 14 a が揺動カム面 9 b から最も離れるように回転駆動され、これによりロッカローラ 10 d の揺動カム面 9 b との接点 c はリフト部 9 f から最も遠い位置にある。また上記接点 c がロッカアーム 11 の揺動中心 b 側に最も近くなり、上記 L_c が最も小さくなることから上記ロッカレバー比 (L_v / L_c) は最大となる。そのためリフトカーブは図 5 の曲

線C 1となる。

一方図2に示すバルブ開期間が最大かつ最大リフト量が最大の大開度状態では、ロッカ軸14は偏心ピン14aが揺動カム面9b側に最も接近するするように回転駆動され、これにより中間ロッカローラ10dの揺動カム面9bとの接点c'はリフト部9f側に最も近い位置に、より具体的にはリフト部9fとベース円部9eとの境界付近の位置にある。またロッカレバー比(L_v/L_c)は、上記接点c'がロッカアーム11の揺動中心bから離れ、上記 L_c が最大となることから最小となる。そのためリフトカーブは図5の曲線C3となる。そして上記小開度状態から大開度状態に移行するにつれてリフトカーブは図6の曲線C1から曲線C3に連続的に変化する。

ここで図5における曲線C1'～C3'は、ロッカレバー比が一定の場合の比較例のリフトカーブを示す。即ち、この比較例装置を、本発明の大開度状態におけるリフトカーブと同じ特性を有するように設定し、ここから小開度状態側に移行する場合のリフト量の変化を比較したものである。同図から明らかなように、ロッカレバー比が一定の比較例装置の場合には、リフト量はカーブC3'からC2'、C1'と大きく落ち込んでいくのに対し、ロッカレバー比を小開度状態側ほど大きく設定した本実施形態の場合には、リフト量はカーブC3からC2、C1と落ち込みが抑制され、同一開度で比較したときのリフト量の落ち込みは本実施形態のほうが上記比較例装置より小さいことが判る。

なお、上記図5のリフトカーブにおいて、バルブ開期間の外側部分はバルブクリアランスに対応するリフト高さを有するランプ区間を表しており、バルブはこのランプ区間においては、冷間状態ではバルブクリアランスがあるために開かず、熱間運転状態ではバルブ軸の熱膨張によりランプ区間の終わり付近から極僅かに開くこととなる。

本実施形態装置では、上記カム軸8の回転に伴って揺動部材9が揺動し、該揺動部材9の揺動に伴ってこれの揺動カム面9bが中間ロッカローラ10dを押圧

して中間ロッカ部材10を揺動させ、該中間ロッカ部材10の中間ロッカピン10aがロッカアーム11を揺動駆動し、該ロッカアーム11が吸気バルブ3を開閉駆動する。

そしてロッカ軸14を回動させることにより中間ロッカ部材10の中間ロッカローラ10d、中間ロッカピン10aの揺動カム面9b、ロッカ押圧面11bとの接点cが連続的に移動し、これによりバルブの開期間及び最大リフト量を連続的に調整できる。

また本実施形態装置では、大開度時と小開度時とでバルブリフトカーブの位相に全く変化がないので、汎用性が高い。即ち、例えばV型エンジンの左右バンクに共通の機構及び共通の部品を用いることができる。

上記中間ロッカ部材10を移動させるためにロッカ軸14の回動動作を利用するようにしたので、構造が非常にシンプルであり、結果的にバルブ開期間、最大リフト量の制御精度を高めることができる。

上記接点cをロッカ軸14の回動動作を利用して移動させるにあたり、中間ロッカ部材10の基端部をロッカ軸14の途中に形成した偏心ピン部14aに揺動可能に連結する構造を採用したので、上記ロッカ軸14を回動させることにより中間ロッカローラ10d及び中間ロッカピン10aを上記揺動カム面9b及びロッカ押圧面11bに沿って連続的に移動させることができ、非常に簡単な構造によりバルブの開期間及びリフト量を連続的に変化させることができる。

またロッカアーム11の揺動中心であるロッカ軸14と中間ロッカ部材10の揺動中心である偏心ピン部14aとが近接して位置しているので、バルブの開閉に伴う中間ロッカ部材10の中間ロッカピン10aとロッカアーム11のロッカ押圧面11b間の滑り量を大幅に小さくできる。

また、バルブ開期間及び最大バルブリフト量の大きい大開度運転域では、図2に示すように、中間ロッカ部材10の中間ロッカローラ10d、中間ロッカピン10aが反ロッカ軸側に移動される。そのためロッカレバー比 $=L_v/L_c$ が小

さく、吸気バルブ 3 の略真上を押圧することとなる。そのためロッカアーム 11 に作用する曲げモーメントが小さくなり、結果的にバルブ開閉機構全体の剛性が高くなる。

一方、バルブ開期間及び最大バルブリフト量の小さい小開度運転域では、図 1 に示すように、上記中間ロッカローラ 10 d 及び中間ロッカピン 10 a がロッカ軸 14 側に移動される。そのためロッカレバー比 $= L_v / L_c$ が大きく、バルブ開期間が小さいにも関わらず最大バルブリフト量を確保し易い（図 5 の曲線 C1 と C1' 参照）。そのためポンピングロスの低減、燃焼改善を図ることができ、またバルブリフトカーブにおけるランプ速度の低下を防止でき、バルブの開閉タイミングの制御性を向上できる。

また、カム軸方向に見た時、揺動部材 9 の揺動中心 a と上記揺動カム面 9 b の両端とを結ぶ各直線と揺動カム面 9 b とで囲まれた空間内に上記カム軸により押圧される揺動ローラ 9 d を配設したので、カム軸 8 の回転力により揺動ローラ 9 d の支持部に発生する曲げモーメントを、例えば上述の従来技術のように揺動ローラを別体のアームの先端に支持した場合に比較して小さくでき、結果的に揺動部材の剛性を高めることができる。

さらにまた、上記揺動部材 9 の重量が上記バルブを閉状態に付勢する弁ばね 6 に作用するのを抑制する方向に上記揺動部材 9 を回動付勢するバランスばね 13 を備たので、揺動部材 9 を設けたことにより弁ばね 6 への荷重が増加することはない。そのため弁ばね 6 のばね荷重を大きく設定する必要がなく、高速回転時のバルブの追従性を確保できる。

図 6、図 7 は本発明の第 2 実施形態を説明するための図であり、図中、図 1、図 2 と同一符号は同一又は相当部分を示す。

本第 2 実施形態はカム軸をクランク軸式とした例である。即ち、クランク軸（カム軸）18 は、駆動軸 19 a の途中に円盤状のカムプレート 19 b を該駆動軸 19 a に対して偏心させて一体化したものである。上記カムプレート 19 b には

プレート状のコンロッド20の基端部20aが回転自在に装着されており、該コンロッド20の先端部20bは上記揺動部材9のローラ軸9cに回転自在に連結されている。

本第2実施形態では、駆動軸19aを回転駆動するとカムプレート19bが駆動軸19aの軸芯dを中心に偏心回転し、これによりコンロッド20が揺動部材9を揺動させ、この揺動運動により中間ロッカ部材10を介してロッカアーム11が吸気バルブ3を開閉駆動する。

本第2実施形態では、カム軸をクランク方式に構成したので、揺動部材9を容易確実に追従性良く揺動させることができ、バルブの開期間、リフト量を精度良く制御でき、またバランスばねを不要にできる。

図8、図9は本発明の第3実施形態を説明するための図であり、図中、図1、図2と同一符号は同一又は相当部分を示す。

本第3実施形態は、左、右の吸気バルブ3、3'にそれぞれ独立した動弁装置7、7'を設けた例である。具体的には、吸気カム軸8の左、右のカムノーズ8c、8c'により左、右の揺動部材9、9'を揺動させ、該揺動部材9、9'により左、右の中間ロッカ10、10'を介して左、右のロッカアーム11、11'を揺動させ、該ロッカアーム11、11'の揺動により吸気バルブ3、3'を軸方向に進退させ、もって上記吸気バルブ開口2b、2b'を開閉するように構成されている。

本第3実施形態では、左、右の動弁装置7、7'を独立させて設けたので、上記左、右のカムノーズ8c、8c'、左、右の揺動カム面9b、9b'、左、右の中間ロッカ10、10'の形状寸法を適宜設定することにより左、右の吸気バルブ3、3'を異なる開閉タイミングやバルブリフト量でもって動作させることが可能となる。

図10は本発明の第4実施形態を説明するためのものであり、図8、図9と同一符号は同一又は相当部分を示す。本第4実施形態は、揺動部材9の揺動カム面

9 bにより中間ロッカローラ10 dを押圧し、中間アーム部10 bの先端側面に押圧部10 eをロッカアーム11と上下方向に重なるように突設し、該押圧部10 eの先端下面に形成した押圧面10 fによりロッカアーム11のロッカ押圧面11 bを押圧するようにした例である。

なお、本実施形態では、中間ロッカ10は、この中間アーム部10 bの基端部を二股状に形成して偏心ピン部14 aに装着し、この偏心ピン部14 aを挟むように係止ピン10 gを二股部分に貫通挿着することによりロッカ軸14に回転可能に連結されている。

このように中間ロッカピン10 aで直接ロッカアーム11を押圧するのではなく、中間ロッカ10に形成した曲率半径の大きな押圧面10 fによりロッカアーム11を押圧するようにしたので、ロッカ押圧面の接触応力を緩和することができ、また、部品点数を削減することができる。

なお、上記各実施形態では、揺動部材9が揺動軸12で軸支され、ロッカアーム11がロッカ軸14で軸支されている場合を説明したが、これらは球面ピボットにより支持しても良い。

また上記揺動部材9を揺動させる駆動手段がカム軸8又は18である場合を説明したが、この駆動手段はカム軸に限られるものではなく、ソレノイド式のものやシリンダ式のもの等、要は揺動部材9をエンジン回転速度に応じた速度で揺動駆動できるものであれば何れの方式のものであっても採用可能である。

さらにまた中間ロッカ10を移動させる移動手段がロッカ軸14に組み込まれた偏心ピン式のものである場合を説明したが、この移動手段は偏心ピン式に限られるものではなく、ソレノイド式のものやシリンダ式のもの等、要は中間ロッカ10をロッカローラ、ロッカピンと揺動カム面、ロッカ押圧面との当接点が変化するように移動させることができるものであれば何れの方式のものであっても採用可能である。

図11、図12は本発明の第5実施形態を説明するための図である。図中、図

1～図10と同一符号は同一又は相当部分を示す。

本第5実施形態は、上記揺動部材9に上記カム軸8のカムノーズ8cに転接するローラ9dを取り付け、該ローラ9dのローラ軸9cの軸心dから揺動部材9の揺動軸12の軸心aまでの相対距離 Lc' を可変とし、さらに相対距離を変化させることによりローラ9dを上記軸心aと軸心dとを結ぶ直線Eに対して傾斜するD方向に案内するように構成した例である。

具体的には、上記揺動部材9の上記カムノーズ8cとのカム軸当接部（ローラ）9dの軸心dから上記揺動部材9の揺動軸12の軸心aまでの相対距離を Lc' とし、上記バルブ軸線Bから上記ロッカアーム11の揺動軸14の軸心bまでの距離を L_v とすると、バルブ開期間が小の時の揺動部材レバー比（ L_v/Lc' ）をバルブ開期間が大の時の揺動部材レバー比より大きく設定している。

上記揺動部材9の中間部には、長孔からなる案内部9gが貫通形成されている。この案内部9gには上記揺動軸12と平行な軸心dを有し、上記ローラ9dを軸支するローラ軸9cが上記D方向に移動可能に挿通されている。

上記案内部9gは長孔形状でローラ軸9cを長手方向に沿って所定距離案内するように形成されており、この案内方向（案内部の軸線）Dは揺動部材9の軸心aとローラ9dの軸心dとを結ぶ直線Eに対し傾斜するように設定されている。より具体的には、上記案内部9gは、上記ローラ9dを、上記相対距離 Lc' が大きくなるほど（図12の状態に近づくほど）揺動部材9からカム軸8側に突出し、逆に相対距離 Lc' が小さくなるほど（図11の状態に近づくほど）反カム軸8側に没入するように案内する。

そして上記揺動部材9には、上記ローラ9dの上記相対距離 Lc' を可変とするローラ（当接部）可変機構30が設けられている。このローラ可変機構30は、上記揺動軸12にこれの軸心aから半径方向に偏位した位置に軸心aと平行な軸心eを有するように形成された駆動軸31と、一方の先端部32aに上記ローラ軸9cが連結され、他方の先端部32bに上記駆動軸31が相対的に回転可能

に連結されたアーム 3 2 とを備えている。なお、上記他方の先端部 3 2 b は二股状に形成され、上記駆動軸 3 1 が外れるのを防止するピン 3 2 c を備えている。

ここで上記揺動軸 1 2 の軸方向外端部には、該揺動軸 1 2 を軸心 a 回りに回転駆動するアクチュエータ（図示せず）が接続されており、このアクチュエータにはエンジン回転速度及びエンジン負荷等に応じて上記揺動軸 1 2 の角度位置を制御する制御手段が接続されている。

アイドリング運転域や低速低負荷運転域では、上記アクチュエータにより上記揺動部材 9 の揺動軸 1 2 が図 1 1 に示すように駆動軸 3 1 の軸心 e が該揺動軸 1 2 の軸心 a を挟んで上記ローラ 9 c の反対側に位置する角度位置に回動され、これにより上記ローラ 9 d は上記案内 9 g の上記カム軸 8 から最も遠い右端部に位置し、上記相対距離 $L c'$ は最小となり、揺動部材レバー比 ($L v / L c'$) は最大となる。またこのとき、上記ローラ 9 d は反カム軸 8 側に没入し、そのため揺動部材 9 はその揺動カム面のベース円部 9 e の図示右端側がロッカローラ 10 に当接する。その結果、バルブ 3 の開期間、リフト量とも最小となる。

高速高負荷運転域になるにつれて、上記アクチュエータにより上記揺動部材 9 の揺動軸 1 2 が図 1 2 に示すように駆動軸 3 1 の軸心 e が該揺動軸 1 2 の軸心 a を挟んで上記ローラ 9 c 側に位置するように回動され、これにより上記ローラ 9 d は上記案内 9 g の上記カム軸 8 から最も近い左端部に位置し、上記相対距離 $L c'$ は最大となり、揺動部材レバー比 ($L v / L c'$) は最小となる。またこのとき、上記ローラ 9 d はカム軸 8 側に突出し、そのため揺動部材 9 はその揺動カム面のベース円部 9 e の図示左端側がロッカローラ 10 に当接する。その結果、バルブ 3 の開期間、リフト量とも最大となる。

そして本実施形態では、バルブの開期間の小さい運転域での上記揺動部材レバー比 ($L v / L c'$) をバルブ開期間の大きい運転域での揺動部材レバー比より大きく設定したので、上述の図 5 で説明したのと同様の効果が得られる。即ち、

上記揺動部材レバー比を一定にした場合に比較して、同一バルブ開度でのリフト量の落ち込みを小さくできる。

また上記ローラ可変機構30を、上記揺動部材9の揺動軸12を回動させることにより駆動軸31ひいてはローラ9dの位置を変化させるように構成したので、簡単な構造によりカム軸当接部であるローラ9dの揺動軸12との相対距離を可変とすることができる。

また上記ローラ9dを所定位置に案内する長孔形状の案内部9gの長軸Dを上記揺動部材9の直線Eに対して傾斜させたので、ローラ9dの揺動軸12との相対距離Lc'を変化させることによりバルブのリフト量及び開期間を変化させることができ、また上記長軸Dの傾斜角度や傾斜方向を適宜設定することによりバルブのリフト量及び開期間を任意に設定可能である。

さらにまた上記カム軸8との当接部を該カム軸8のカムノーズ8cに転接するローラ9dで構成したので、カム軸8からカム軸当接部に伝達される駆動力の損失を低減することができる。

図13、図14は本発明の第6実施形態を説明するための図である。図中、図11、図12と同一符号は同一又は相当部分を示す。

本第6実施形態は、ロッカアーム11が上述の各実施形態における揺動部材を兼用しており、また、カム軸8で駆動されるローラ9dの回転中心dからロッカアーム11の揺動中心bまでの相対距離Lc''を変化させるようにした例である。

具体的には、ロッカアーム11は、揺動軸14により揺動中心b回りに揺動可能に支持されている。またロッカアーム11は、図示しない付勢ばねにより図示時計回りに付勢されており、これによりロッカアーム11のロッカ押圧面11bを常時ローラ軸9cに当接させ、またローラ9dをカム軸8のカムノーズ8cに当接させている。また上記ロッカアーム11には、揺動中心bを中心とする同心円状で、揺動角度が増加してもバルブ3をリフトすることのないベース円部9g

と、該ロッカアーム 11 の図示反時計回りの揺動角度が増加するほどバルブ 3 をリフトするリフト部 9 f とからなるカム面が形成されており、このカム面はバルブ 3 の上端に配設されたバルブリフタ 4 a を介して該バルブ 3 を押圧駆動する。

そして上記ロッカアーム 11 には、上記相対距離 $L_{c''}$ を可変とするローラ可変機構 30 が設けられている。このローラ可変機構 30 は、上記揺動軸 14 にこの軸心 b から半径方向に偏位した位置に該軸心 b と平行な軸心 e を有するように形成された駆動軸 31 と、一方の先端部 32 a に上記ローラ軸 9 c が連結され、他方の先端部 32 b に上記駆動軸 31 が相対的に回転可能に連結されたアーム 32 とを備えている。なお、上記他方の先端部 32 b は二股状に形成され、上記駆動軸 31 が外れるのを防止するピン 32 c を備えている。

ここで上記揺動軸 14 の軸方向外端部には、該揺動軸 14 を軸心 b 回りに回転駆動するアクチュエータ（図示せず）が接続されており、このアクチュエータにはエンジン回転速度及びエンジン負荷等に応じて上記揺動軸 14 の角度位置を制御する制御手段が接続されている。

ここで上記ローラ 9 d の軸心 d から上記ロッカアーム 11 の揺動軸 14 の軸心 b までの相対距離を $L_{c''}$ とし、上記バルブ軸線 B から上記ロッカアーム 11 の揺動軸 14 の軸心 b までの距離を L_v とするとき、バルブ開期間が小の時のロッカレバー比 ($L_v / L_{c''}$) をバルブ開期間が大の時のロッカレバー比より大きく設定している。

アイドリング運転域や低速低負荷運転域では、上記アクチュエータにより上記揺動軸 14 が図 13 に示すように駆動軸 31 の軸心 e が該揺動軸 14 の軸心 b を挟んで上記ローラ 9 c の反対側に位置する角度位置に回動され、これにより上記ローラ 9 d は上記カム軸 8 から最も遠くなり、上記相対距離 $L_{c''}$ は最小となり、ロッカレバー比 ($L_v / L_{c''}$) は最大となる。またこのとき、上記ロッカアーム 11 は、吸気行程開始時には、カム面のベース円部 9 e のリフト部 9 f

から離れた部分がバルブリフタ 4 a に当接しており、吸気行程の初期及び終期の所定期間においてはベース円部 9 e がバルブリフタ 4 a に当接し、バルブ 3 はリフトされない。その結果、バルブ 3 の開期間、リフト量とも最小となる。

高速高負荷運転域になるにつれて、上記アクチュエータにより揺動軸 1 4 が図 1 4 に示すように駆動軸 3 1 の軸心 e が該揺動軸 1 4 の軸心 b を挟んで上記ローラ 9 d 側に位置するように回動され、これにより上記相対距離 $L_{c''}$ は最大となり、ロッカレバー比 ($L_v / L_{c''}$) は最小となる。またこのとき、上記ロッカアーム 1 1 はカム面のベース円部 9 g とリフタ部 9 f との境界付近が上記バルブリフタ 4 a に当接しており、吸気行程の初期及び終期においても直ちにリフタ部 9 f がバルブリフタ 4 a に当接する。その結果、バルブ 3 の開期間、リフト量とも最大となる。

なお、上記ロッカアーム 1 1 のカム面とバルブリフタ 4 a との当接点は吸気行程の間中変化するのであるが、この当接点はバルブ軸線 B の一側から他側に移動し、再び一側に戻ることから、本実施形態ではバルブ軸線 B からロッカアーム 1 1 の軸心 b までの距離をレバー長 (L_v) とした。

そして本実施形態では、バルブの開期間の小さい運転域での上記ロッカレバー比 ($L_v / L_{c''}$) をバルブ開期間の大きい運転域でのロッカレバー比より大きく設定したので、上述の図 5 で説明したのと同様の効果が得られる。即ち、上記ロッカレバー比を一定にした場合に比較して、同一バルブ開度でのリフト量の落ち込みを小さくできる。

また上記ローラ可変機構 3 0 を、上記ロッカアーム 1 1 の揺動軸 1 4 を回動させることにより駆動軸 3 1 についてはローラ 9 d の位置を変化させるように構成したので、簡単な構造により上述の相対距離 $L_{c''}$ を可変とすることができる。

さらにまた上記カム軸 8 との当接部を該カム軸 8 のカムノーズ 8 c に転接するローラ 9 d で構成したので、カム軸 8 からカム軸当接部に伝達される駆動力の損

失を低減することができる。

産業上の利用可能性

請求項1の発明によれば、バルブ開期間が小の時のレバー比を大きく設定したので、バルブ開期間が小でありながらリフト量を確保し易い。そのためポンピングロスの低減、及び燃焼性の改善を図ることができ、またランプ速度の低下を抑制でき、バルブ開閉タイミングの制御性を改善できる。

請求項2の発明によれば、駆動手段により揺動軸を揺動させると、該揺動により中間ロッカ部材を介してロッカアームが揺動してバルブを開閉駆動する。そして中間ロッカ部材の揺動カム面及びロッカ押圧面との当接点を移動させるようにしたので、上記バルブの開期間及びリフト量を連続的に調整できる。

そして請求項2の発明では、バルブ開期間が小の時のロッカレバー比 (L_v / L_c) を大きく設定したので、また請求項6の発明ではバルブ開期間が小さい時の揺動部材レバー比 ($L_v / L_{c'}$) を大きく設定したので、さらに請求項11の発明ではバルブ開期間が小さいときのロッカレバー比 ($L_v / L_{c''}$) を大きく設定したので、請求項1におけるバルブ開期間が小でありながらリフト量を大きくするといった作用を実現することができ、そのためポンピングロスの低減、及び燃焼性の改善を図ることができ、またランプ速度の低下を抑制でき、バルブ開閉タイミングの制御性を改善できる。

また請求項2の発明によれば、バルブ開期間が大の時のロッカレバー比を小さく設定したので、中間ロッカ部材のロッカ押圧面との当接点がバルブ軸の真上寄りに位置することとなり、バルブ開閉機構全体で見たときの剛性を高めることができる。

請求項3の発明によれば、上記中間アーム部の先端部に中間ロッカローラと中間ロッカピンを設け、カム軸を上記揺動部材を挟んで上記ロッカアームのロッカ軸と反対側に配置し、上記揺動部材を揺動カム面のベース円部が上記ロッカ軸側

に位置するように配置し、上記中間ロッカローラ及び中間ロッカピンを、ロッカ軸側に移動させるほど上記ロッカレバー比が大きくなり、反ロッカ軸側に移動させるほど上記ロッカレバー比が小さくなるようにしたので、バルブ開期間が小の時のロッカレバー比 (L_v/L_c) を大の時のロッカレバー比より大きく設定することができ、請求項1の効果を実現できるより具体的な構成を提供できる。

また請求項4の発明によれば、上記ロッカ軸の途中に形成した偏心ピン部に上記中間ロッカ部材の基端部の連結凹部を揺動可能に係止し、該ロッカ軸を回転させるようにしたので、簡単な構造により上記中間ロッカローラ及び中間ロッカピンをロッカ軸側に、又は反ロッカ軸側に移動させることができ、バルブ開期間、リフト量を連続的に制御することができる。

請求項5の発明によれば、カム軸をカムプレートに有するクランク軸タイプのものとし、該カムプレートと揺動部材とをコンロッドで連結したので、揺動部材を容易確実に追従性良く揺動駆動でき、バルブの開期間、リフト量の制御精度を向上できる。

請求項7, 12の発明によれば、上記当接部可変機構を、上記揺動部材又はロッカアームの揺動軸に対して中心軸の位置が変化するように移動可能に設けられた駆動軸と、一方の先端部が上記カム軸当接部に連結され、他方の先端部が上記駆動軸に連結されたアーム部とを有する構成としたので、簡単な構造によりカム軸当接部の揺動軸との相対距離を可変とすることができる。

請求項8, 13の発明によれば、当接部可変機構の構造をより一層簡素化でき、コンパクトな動弁機構を構成することができる。

請求項9の発明によれば、上記カム軸当接部を所定位置に案内する案内部を上記カム軸の半径方向に対して傾斜させたので、カム軸当接部と揺動軸との相対距離を可変することでバルブのリフト量及び開期間の変化の組合せを増大できる。

請求項10, 14の発明によれば、上記カム軸当接部を上記カム軸に転接する

ローラで構成したので、カム軸からカム軸当接部に伝達される駆動力の損失を低減することができる。

請 求 の 範 囲

1. 揺動自在に配置されたロッカアームを揺動させることにより燃焼室のバルブ開口を開閉するバルブを開閉駆動するようにしたエンジンの動弁装置において、揺動可能に配置され駆動手段により揺動駆動される揺動部材を配設し、該揺動部材に上記ロッカアームを揺動させる揺動カム面を形成し、駆動力伝達経路中の上流側部材からの駆動力入力点に相当する当接点を移動手段で移動させることにより上記バルブの開期間及びリフト量を連続的に調整可能とし、上記移動手段の可動部分のレバー長と上記ロッカアームのレバー長との比をレバー比とするととき、上記バルブの開期間が小の時のレバー比をバルブ開期間が大のときのレバー比より大きく設定したことを特徴とするエンジンの動弁装置。

2. 請求項1において、上記移動手段は、上記揺動部材に形成された揺動カム面と上記ロッカアームに形成されたロッカ押圧面との間に上記揺動カム面の動作をロッカ押圧面に伝達する中間ロッカ部材を配設し、該中間ロッカ部材を移動させることにより該中間ロッカ部材と上記揺動カム面及びロッカ押圧面との当接点を移動させるように構成されており、上記揺動部材の上記揺動カム面と上記中間ロッカ部材との当接点と上記揺動部材の揺動中心とを結ぶ直線から上記ロッカアームの揺動中心までの距離を L_c 、バルブ軸線から上記ロッカアームの揺動中心までの距離を L_v とするととき、バルブ開期間が小の時のロッカレバー比(L_v/L_c)をバルブ開期間が大の時のロッカレバー比より大きく設定したことを特徴とするエンジンの動弁装置。

3. 請求項2において、上記中間ロッカ部材は、中間アーム部の先端部に中間ロッカピンを介して中間ロッカローラを配設してなり、該中間ロッカローラが上記揺動カム面により押圧され、上記中間ロッカピンが直接又は上記中間アーム部を介して上記ロッカ押圧面を押圧し、上記ロッカアームはロッカ軸により揺動自在に支持されており、上記駆動手段は、上記揺動部材を挟んで上記ロッカアームのロッカ軸と反対側に配置されたカム軸であり、上記揺動カム面は揺動部材の揺動

角度が変化してもバルブリフト量を変化させないベース円部と揺動角度の増加にともなってバルブリフト量を増加させるリフト部とを連続的に形成してなり、上記揺動部材はベース円部が上記ロッカ軸側に位置するように配置されており、上記中間ロッカローラ及び中間ロッカピンを、ロッカ軸側に移動させるほど上記ロッカレバー比が大きくなり、反ロッカ軸側に移動させるほど上記ロッカレバー比が小さくなることを特徴とするエンジンの動弁装置。

4. 請求項3において、上記移動手段は、上記ロッカ軸の途中に該ロッカ軸から偏心した偏心ピン部を形成し、該偏心ピン部に上記中間アーム部の基端部を揺動可能に連結し、上記ロッカ軸を回動させることにより上記中間ロッカローラ及び中間ロッカピンをロッカ軸側に、又は反ロッカ軸側に移動させるように構成されていることを特徴とするエンジンの動弁装置。

5. 請求項3又は4において、上記カム軸が、駆動軸に円盤状のカムプレート偏心させて一体化してなるクランク軸タイプのものであり、上記カムプレートにコンロッドの基端部が回動自在に連結され、該コンロッドの先端部が上記揺動部材に回動自在に連結されていることを特徴とするエンジンの動弁装置。

6. 請求項1において、上記駆動手段はクランク軸により回転駆動されるカム軸であり、上記移動手段は上記揺動部材に上記カム軸により駆動されるカム軸当接部を形成するとともに該カム軸当接部の上記揺動部材の揺動中心からの相対距離を変化させる当接部可変機構を配設した構成となっており、上記カム軸当接部の相対距離を変化させることにより上記バルブの開期間及びリフト量を連続的に調整可能とし、上記揺動部材の揺動中心から上記カム軸当接部までの相対距離を L_c' とし、上記バルブ軸線から上記ロッカアームの揺動中心までの距離を L_v とすると、バルブ開期間が小の時の揺動部材レバー比(L_v/L_c')をバルブ開期間が大の時の揺動部材レバー比より大きく設定したことを特徴とするエンジンの動弁装置。

7. 請求項6において、上記当接部可変機構は、上記揺動部材の揺動中心に対し

て中心軸の位置が変化するように移動可能に設けられた駆動軸と、一方の先端部が上記カム軸当接部に連結され、他方の先端部が上記駆動軸に連結されたアーム部とを有し、上記駆動軸を移動させることにより上記アームを介して上記カム軸当接部を移動させ、該カム軸当接部と上記揺動部材の揺動中心との相対距離を可変とすることを特徴とするエンジンの動弁装置。

8. 請求項7において、上記駆動軸の中心軸は上記揺動部材の揺動中心に対して偏心した位置に設けられ、上記揺動軸が所定角度回転することにより上記アームを介して上記カム軸当接部の位置が移動し、もって上記相対距離を可変とすることを特徴とするエンジンの動弁装置。

9. 請求項6ないし8の何れかにおいて、上記揺動部材は、上記カム軸当接部を所定位置に案内する案内部を有し、該案内部の案内方向が上記カム軸の半径方向に対して傾斜していることを特徴とするエンジンの動弁装置。

10. 請求項6ないし9の何れかにおいて、上記カム軸当接部は、上記揺動部材の揺動中心に平行なローラ軸に支持され、上記カム軸に転接するローラであることを特徴とするエンジンの動弁装置。

11. 請求項1において、上記駆動手段はクランク軸により回転駆動されるカム軸であり、上記ロッカアームは上記揺動部材を兼用しており、上記移動手段は上記カム軸により駆動されるカム軸当接部の上記ロッカアームの揺動中心からの相対距離を変化させる当接部可変機構からなり、上記カム軸当接部の相対距離を変化させることにより上記バルブの開期間及びリフト量を連続的に調整可能とし、上記揺動中心から上記カム軸当接部までの相対距離を $L_{c'}$ とし、上記バルブ軸線から上記ロッカアームの揺動中心までの距離を L_v とすると、バルブ開期間が小の時のロッカレバー比($L_v/L_{c'}$)をバルブ開期間が大の時のロッカレバー比より大きく設定したことを特徴とするエンジンの動弁装置。

12. 請求項11において、上記当接部可変機構は、上記ロッカアームの揺動中心に対して中心軸の位置が変化するように移動可能に設けられた駆動軸と、一方

の先端部が上記カム軸当接部に連結され、他方の先端部が上記駆動軸に連結されたアーム部とを有し、上記駆動軸を移動させることにより上記アーム部を介して上記カム軸当接部を移動させ、該当接部と上記ロッカアームの揺動中心との相対距離を可変とすることを特徴とするエンジンの動弁装置。

13. 請求項12において、上記駆動軸の中心軸は上記ロッカアームの揺動中心に対して偏心した位置に設けられ、上記揺動軸が所定角度回転することにより上記アームを介して上記カム軸当接部の位置が移動し、もって上記相対距離を可変とすることを特徴とするエンジンの動弁装置。

14. 請求項11ないし13の何れかにおいて、上記カム軸当接部は、上記ロッカアームの揺動中心に平行なローラ軸に支持され、上記カム軸に転接するローラであることを特徴とするエンジンの動弁装置。

図2

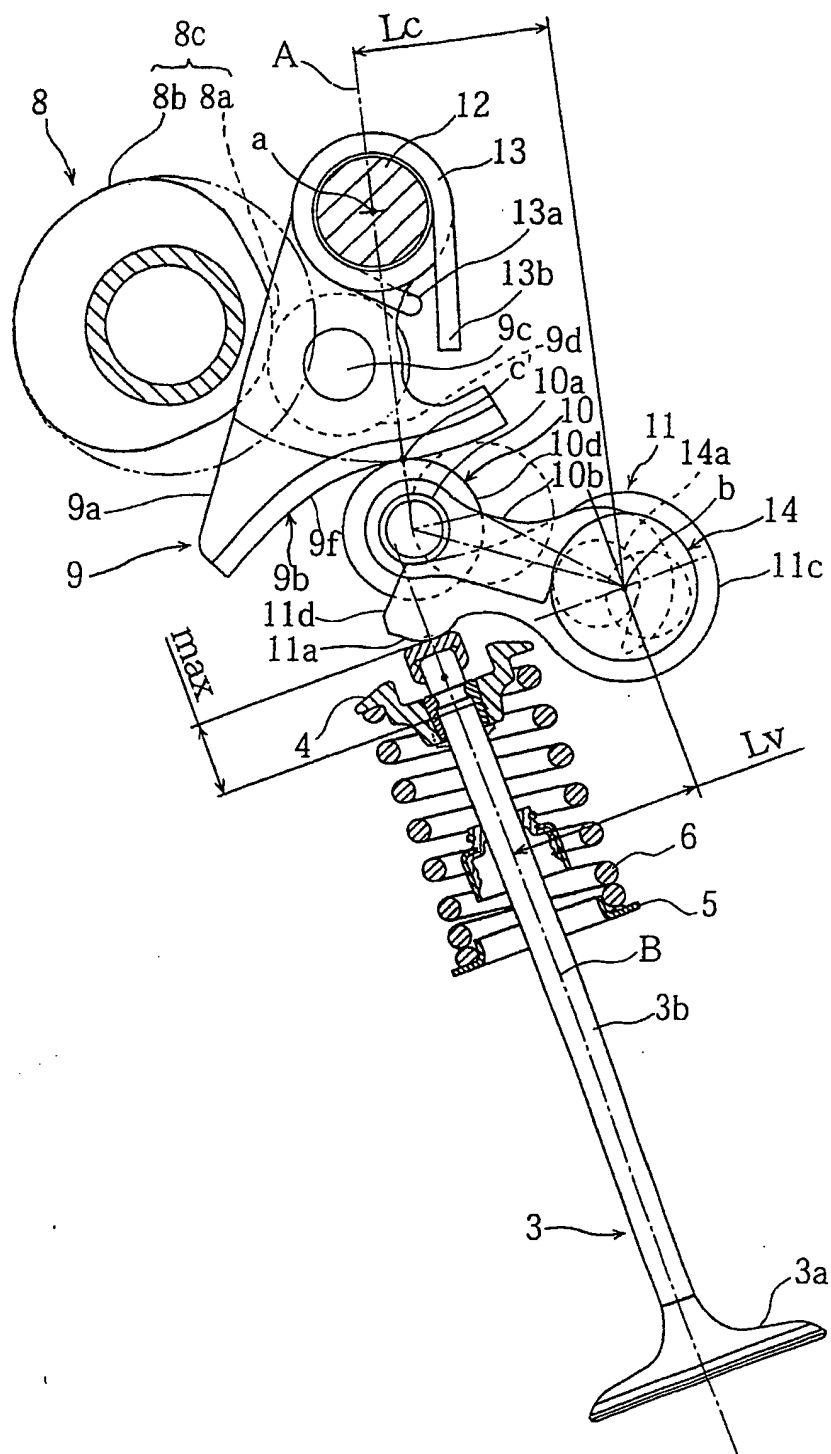


図4

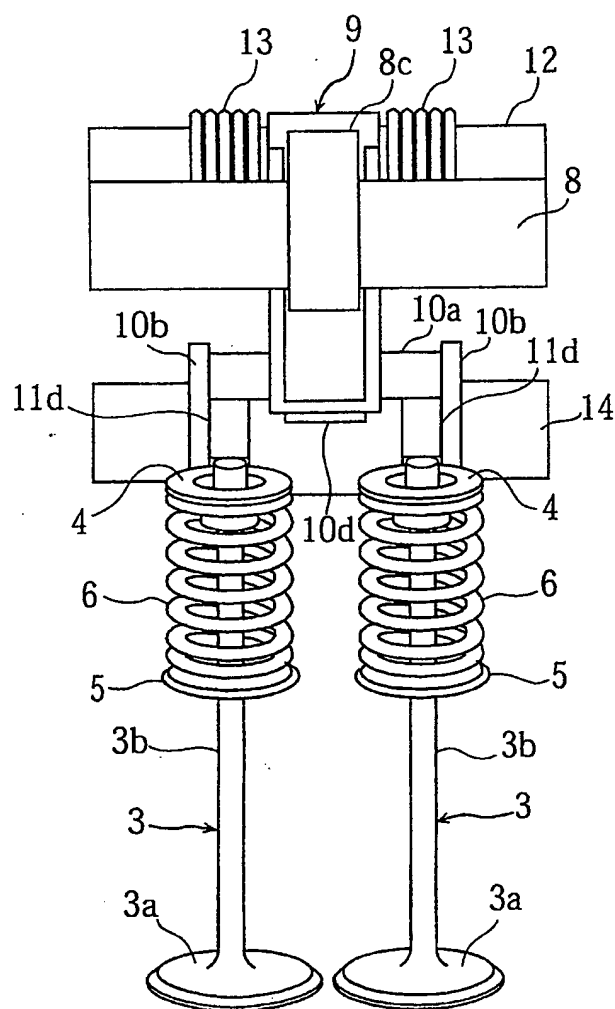


図5

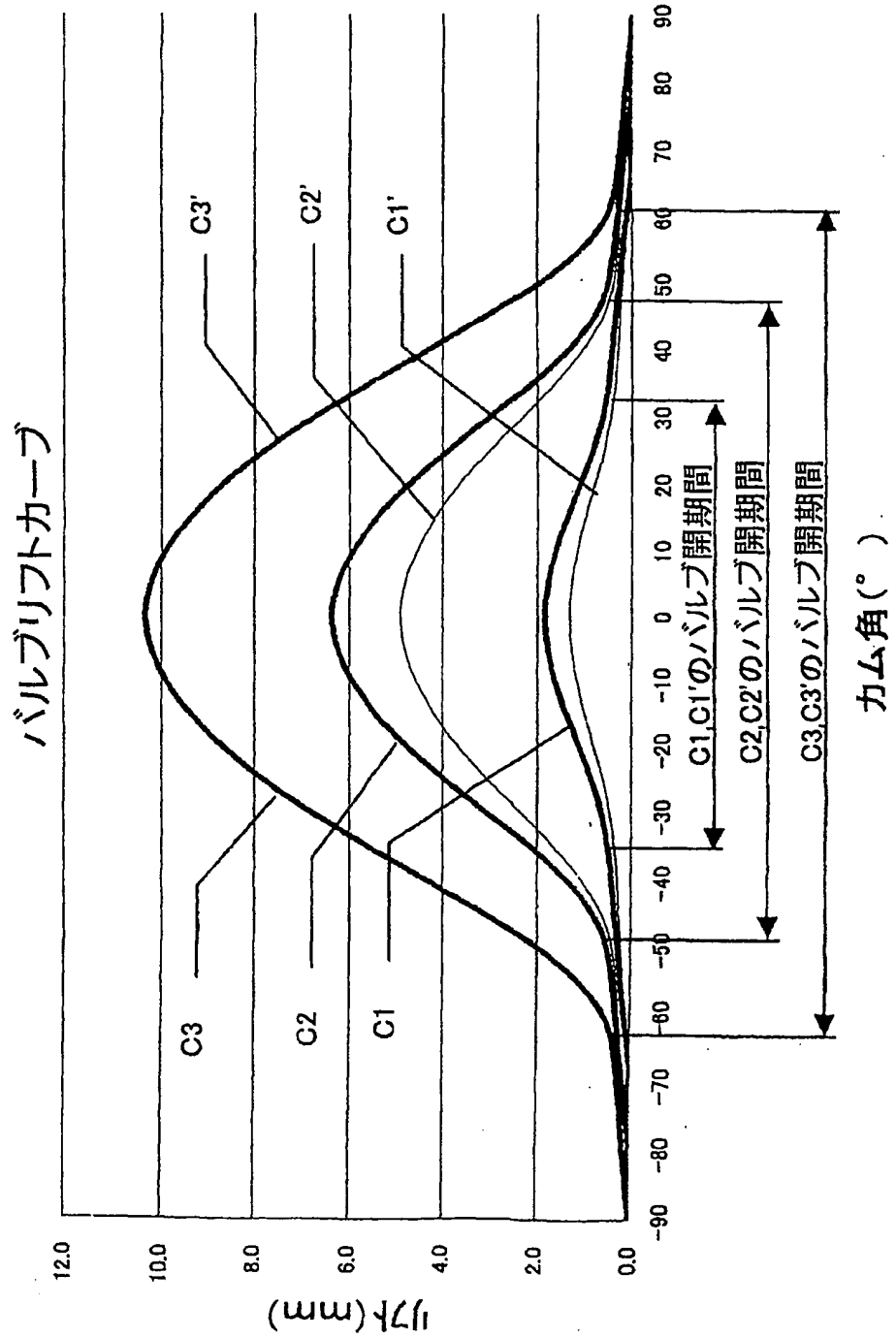


図6

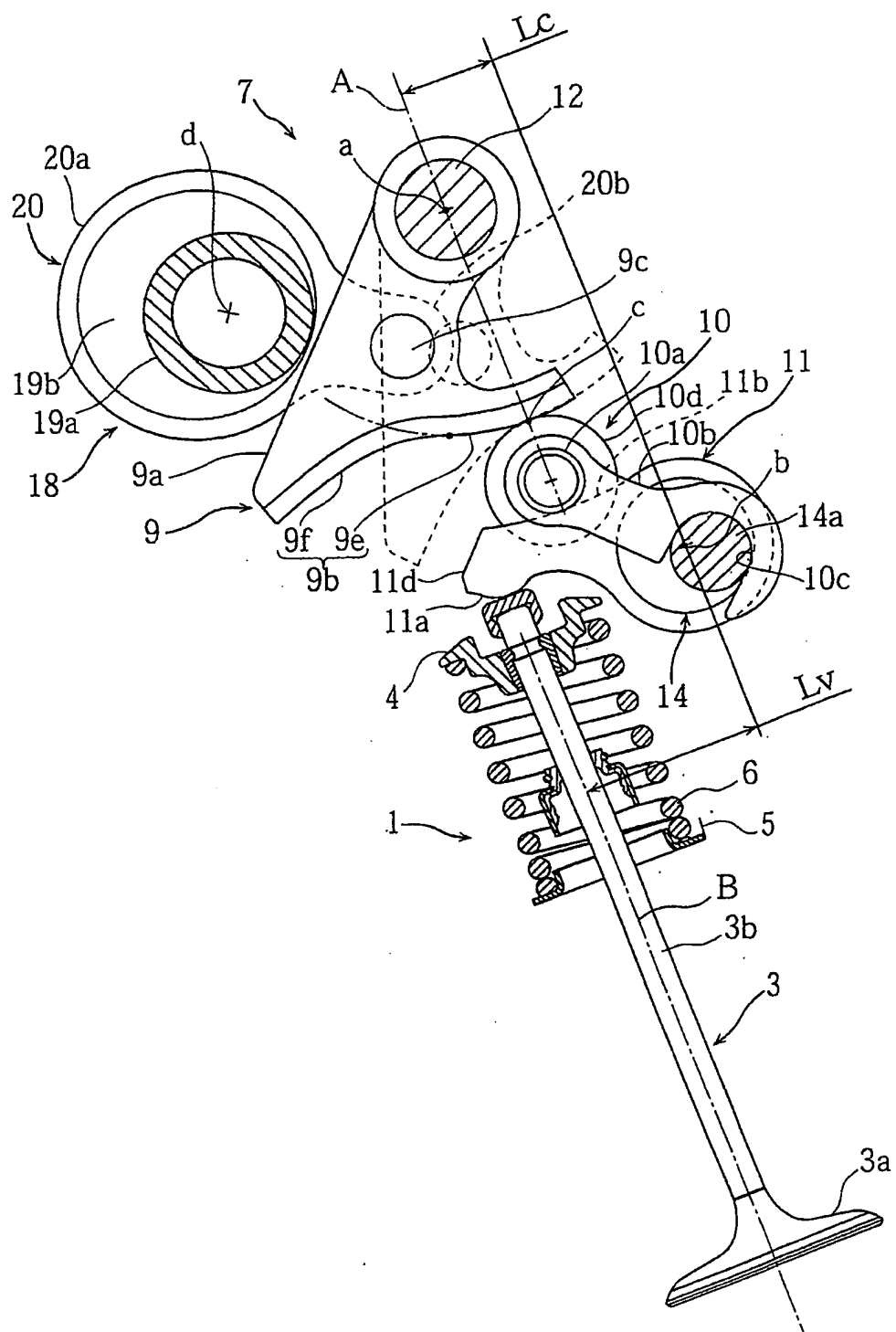


図9

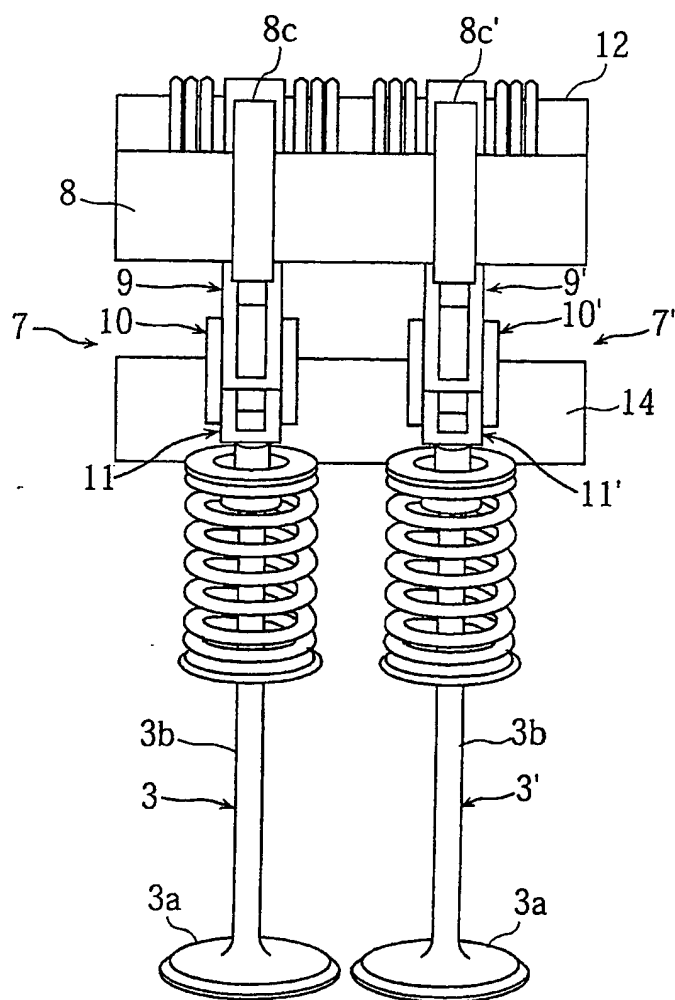


図 10

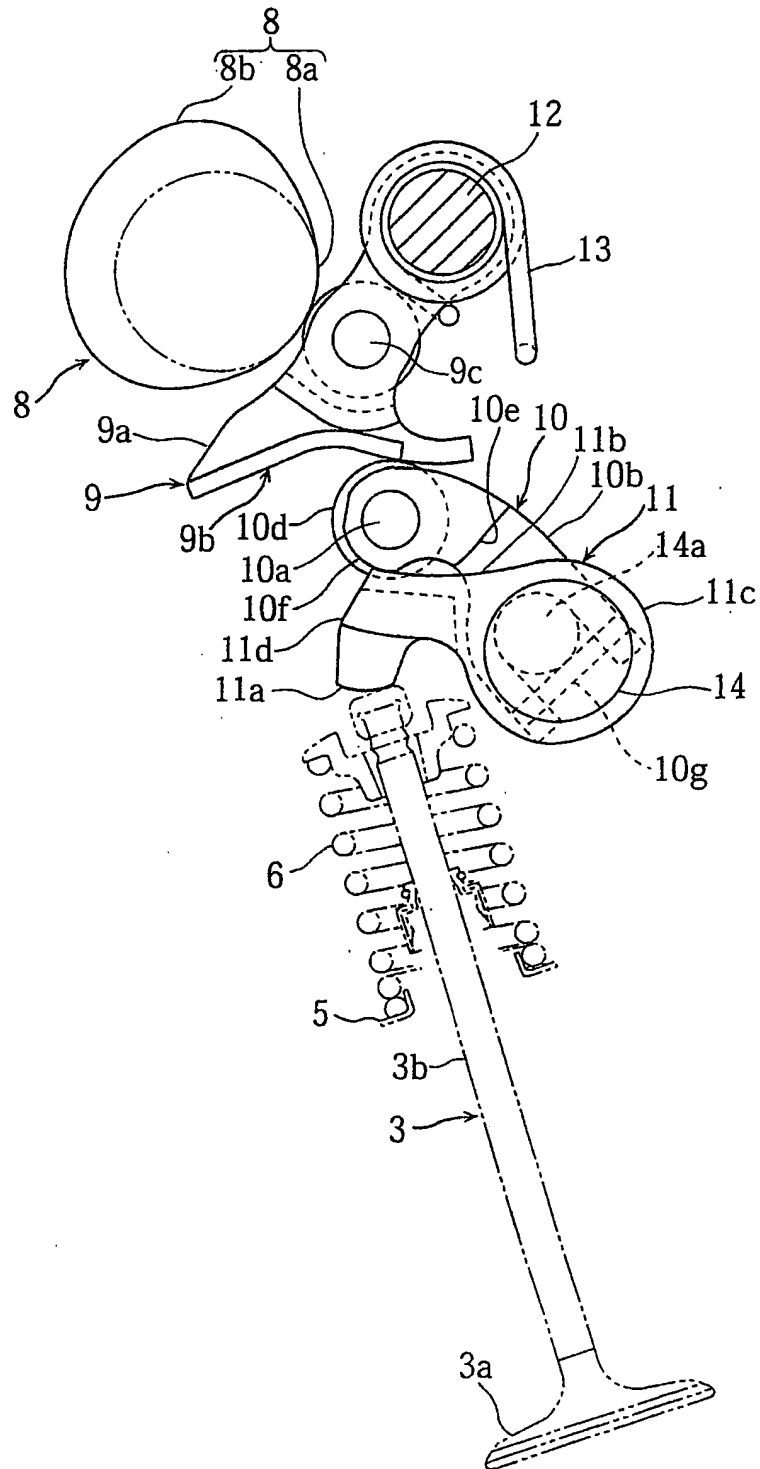


图 11

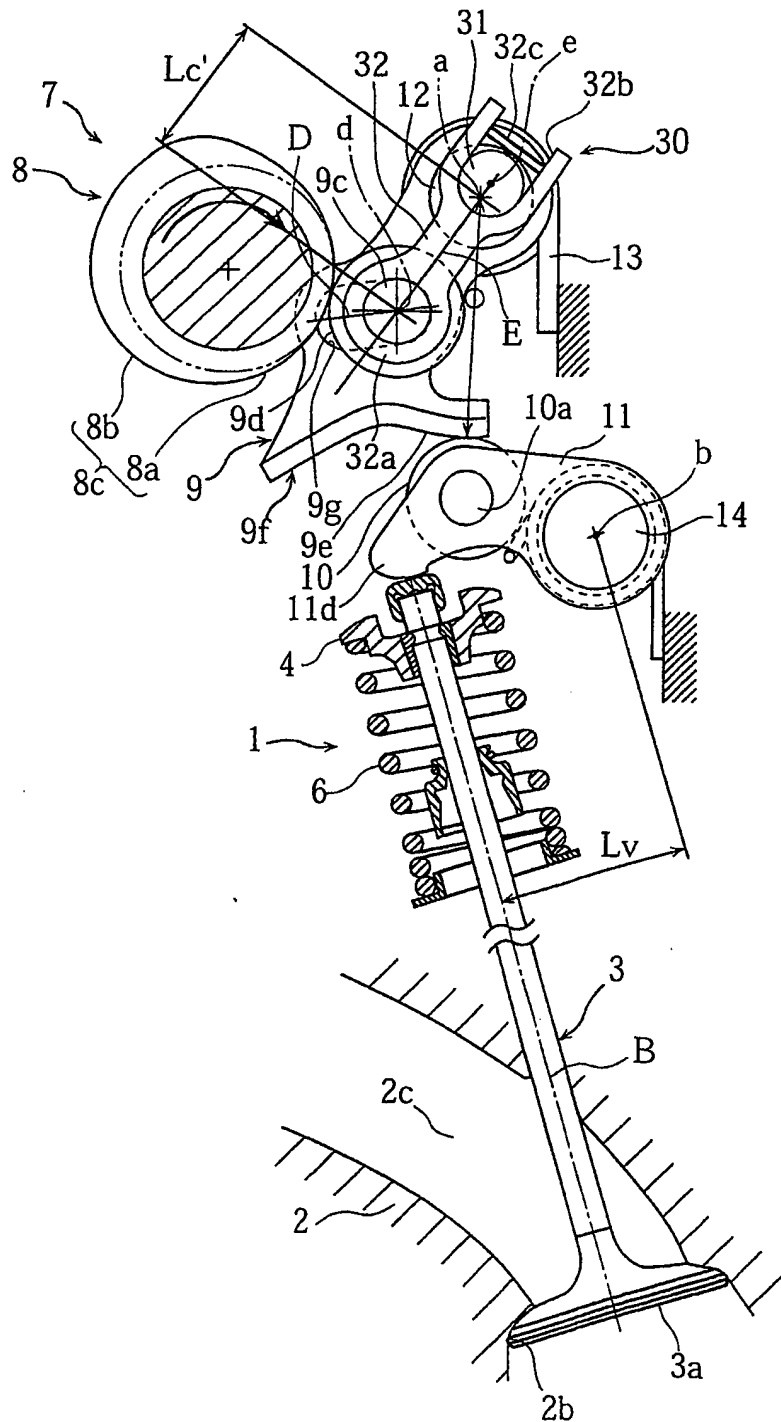


図12

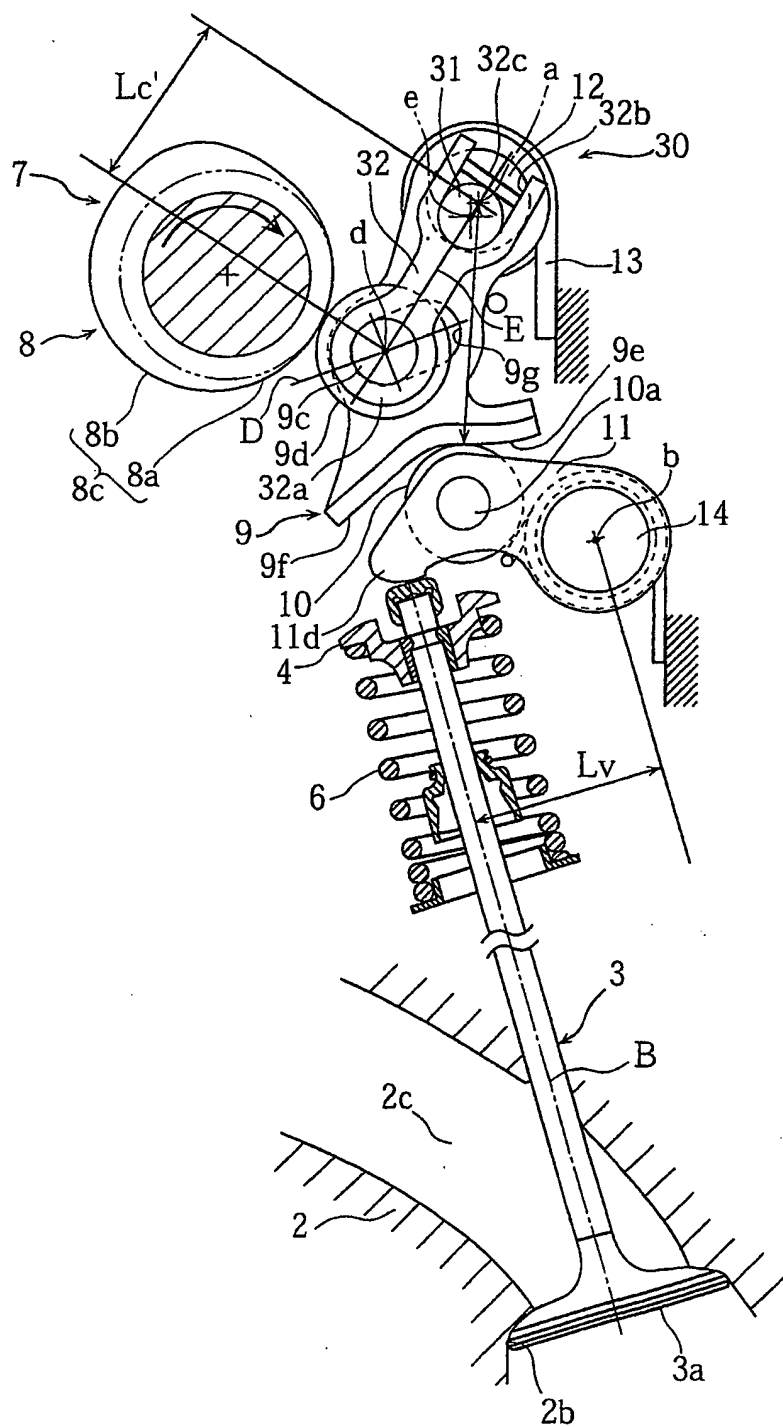


図14

